

**19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND**



**DEUTSCHES  
PATENTAMT**

**Patentschrift**  
**DE 197 16 404 C 1**

(51) Int. Cl.<sup>6</sup>:  
**B 60 T 13/13**  
 B 60 T 13/567  
 B 60 T 8/48

⑦	Aktenzeichen:	197 16 404.8-21
⑧	Anmeldetag:	18. 4. 97
⑨	Offenlegungstag:	–
⑩	Veröffentlichungstag der Patenterteilung:	29. 10. 98

**DE 197 16 404 C 1**

**Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden**

**Patentinhaber:**  
Lucas Automotive GmbH, 56070 Koblenz, DE

⑦④ Vertreter:  
Wagner, T., Dipl.-Ing., 56070 Koblenz

**(72) Erfinder:**  
**Dieringer, Werner, 56179 Vallendar, DE**

**56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:**

DE 28 45 794 C2  
DE 44 43 869 A1

## ⑤4 Hydraulische Bremsanlage für Kraftfahrzeuge

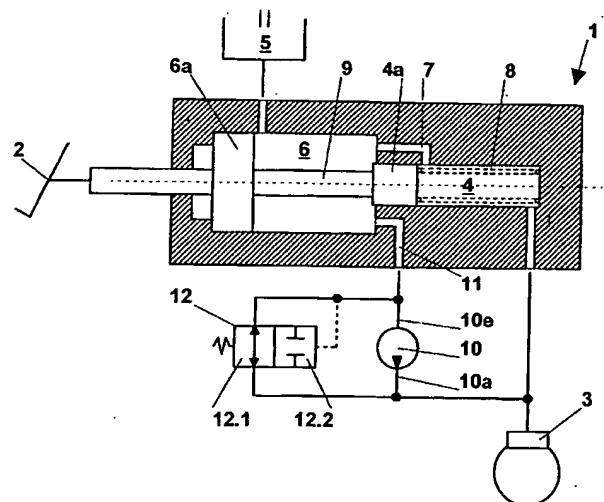
57 Eine hydraulische Bremsanlage für Kraftfahrzeuge, mit einer Bremsdruckgebereinheit (1, 1'), die durch Einleitung einer Betätigungskraft (F) über ein Bremspedal (2) betätigbar ist, um einen Bremsdruck (p) für eine Radbremse (3) zu erzeugen, wobei zur Erzeugung eines Bremsdruckes (p) für die Radbremse (3) die Bremsdruckgebereinheit (1, 1') eine Hydraulikkammer (4) aufweist, deren Volumen sich bei Betätigung der Bremsdruckgebereinheit (1, 1') verkleinert, soll kompakter, mit einem geringeren Kostenaufwand herstellbar sowie komfortabel betätigbar gestaltet werden.

Dazu wird vorgeschlagen, daß

- zur Bremskraftverstärkung die Bremsdruckgebereinheit (1, 1') eine weitere Hydraulikkammer (6) aufweist, deren Volumen sich bei Betätigung der Bremsdruckgebereinheit (1, 1') verkleinert, und

- zwischen der weiteren Hydraulikkammer (6) und der Radbremse (3) eine Pumpe (10, 10', 10'') angeordnet ist, die in Richtung von der weiteren Hydraulikkammer (6) zu der Radbremse (3) fördert, so daß

- sich in der Radbremse (3) ein höherer Bremsdruck ( $p$ ) als der normalerweise durch Einleitung der Betätigungskraft ( $F$ ) über das Bremspedal (2) in der Hydraulikkammer (4) erzeugte Bremsdruck ( $p$ ) einstellt.



**DE 197 16 404 C 1**

Die Erfindung bezieht sich auf eine hydraulische Bremsanlage für Kraftfahrzeuge, mit einer Bremsdruckgebereinheit, die durch Einleitung einer Betätigungskraft über ein Bremspedal betätigbar ist, um einen Bremsdruck für eine Radbremse zu erzeugen, wobei zur Erzeugung eines Bremsdruckes für die Radbremse die Bremsdruckgebereinheit eine Hydraulikkammer aufweist, deren Volumen sich bei Betätigung der Bremsdruckgebereinheit verkleinert.

Es ist allgemein bekannt, dass bei gattungsgemässen hydraulischen Bremsanlagen die Bremsdruckgebereinheit einen sogenannten Hauptbremszylinder umfasst, um einen Bremsdruck für die Radbremse zu erzeugen, der sich proportional zu der über das Bremspedal eingeleiteten Betätigungskraft verhält. Weiterhin ist es allgemein bekannt, die Bremsdruckgebereinheit auch mit einem Bremskraftverstärker auszustatten, der zur Verstärkung der über das Bremspedal eingeleiteten Betätigungskraft eine Hilfskraft bereitstellt. Als Bremskraftverstärker hierfür kommen sowohl pneumatische Verstärker, die nach dem Unterdruckprinzip arbeiten, als auch hydraulische Verstärker, die mit einer Hydraulikpumpe arbeiten, in Betracht.

Solch ein pneumatischer Bremskraftverstärker ist unter anderem durch die DE 28 45 794 C2 bekannt, während solch ein hydraulischer Bremskraftverstärker ist unter anderem durch die DE 44 43 869 A1 bekannt ist. Sowohl der pneumatische als auch der hydraulische Bremskraftverstärker weisen eine bewegliche Wand auf, die einen Gehäuseraum in zwei Kammern unterteilt, und eine Kraft auf ein Ausgangsglied – Hauptbremszylinder – überträgt, wenn in Abhängigkeit von einer am Eingangsglied – Bremspedal – wirksamen Kraft die Kammern einem Druckunterschied ausgesetzt sind. Im unbetätigten Zustand sind die Kammern druckausgeglichen, so dass die bewegliche Wand keine Kraft auf das Ausgangsglied überträgt. Bei dem pneumatischen Verstärker geschieht die Herstellung des Druckunterschiedes dadurch, dass in einer Kammer mittels einer Vakuumquelle ein Unterdruck erzeugt wird, während die andere Kammer mit Atmosphäre beaufschlagt wird. Demgegenüber wird bei dem hydraulischen Verstärker der Druckunterschied mittels einer Hydraulikpumpe erzeugt, deren Saugseite mit der einen Kammer und deren Druckseite mit der anderen Kammer verbunden ist, demzufolge die Hydraulikpumpe in Richtung von der einen Kammer zu der anderen Kammer fördert, um zur Bremskraftverstärkung zu wirken.

Dennoch ist eine derartige hydraulische Bremsanlage verbesserungswürdig. So ist es nachteilig, dass die Verwendung eines allgemein bekannten Bremskraftverstärkers einen nicht unerheblich grossen Einbauraum im Kraftfahrzeug erfordert.

Bei Verwendung eines bekannten pneumatischen Bremskraftverstärkers kann der Nachteil bestehen, dass im Kraftfahrzeug desweiteren eine Vakuumquelle bereitgestellt werden muss. Zwar kann bei mit einem Ottomotor ausgerüsteten Fahrzeug prinzipbedingt das im Ansaugtrakt erzeugte Vakuum genutzt werden. Aber aufgrund starker Schwankungen des auf diese Weise erzeugten Vakuums kann die Leistungsfähigkeit der Bremsanlage, insbesondere im Hinblick auf die zukünftig ständig steigenden Leistungsanforderungen, dennoch nachteilig beeinflusst werden, so dass Aufwand und Kosten für die Bereitstellung einer unabhängigen Vakuumquelle unumgänglich sind.

Nachteilig bei Verwendung eines bekannten hydraulischen Verstärkers kann sein, dass zusätzliche, in der Regel elektromagnetisch betätigte, Ventilordnungen notwendig sind, um bei unbetätigter Bremsdruckgebereinheit einen Druckausgleich für alle Kammern und Arbeitsräume, auch

die der Radbremsen, sicherzustellen. Auch hierdurch entsteht Aufwand und Kosten.

Ein Nachteil ist auch, dass im Kraftfahrzeug ohnehin vorhandene Komponenten der Bremsanlage zwecks Einsparung von Raum und Kosten nicht sinnvoll mehrfach genutzt werden. So werden beispielsweise entsprechend dem derzeitigen Trend in naher Zukunft sogar die Bremsanlagen für Kleinfahrzeuge serienmässig zumindest mit einer Antiblockierereinrichtung ausgestattet sein, die standardmässig über eine Pumpenanordnung als Energiequelle verfügt, die zum Beispiel für eine Mehrfachnutzung in Betracht kommen könnte.

Von daher liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde eine hydraulische Bremsanlage durch Verbesserung der Bremskraftverstärkung unter Vermeidung der vorgenannten Nachteile kompakter, mit einem geringeren Kostenwand herstellbar sowie komfortabel betätigbar zu gestalten.

Diese Aufgabe wird durch eine hydraulische Bremsanlage mit den Merkmalen des Anspruch 1 gelöst.

Dem bei Betätigung der Bremsdruckgebereinheit aufgrund der Verkleinerung des Volumens der Hydraulikkammer in der Radbremse ursprünglich anstehenden Bremsfluidmenge, wird mittels der Pumpe zusätzlich die Bremsfluidmenge zugeführt, die aufgrund der Verkleinerung des Volumens der weiteren Hydraulikkammer an der Eingangsseite der Pumpe ansteht. Die mittels der Pumpe zusätzlich in die Radbremse geförderte Bremsfluidmenge bewirkt, dass sich in der Radbremse bzw. der Hydraulikkammer ein höherer Bremsdruck, als der ursprünglich in der Hydraulikkammer erzeugte Bremsdruck, einstellt. Somit lässt sich in besonders vorteilhafter Weise eine Verstärkung der über das Bremspedal eingeleiteten Betätigungskraft erreichen, wobei die bei Einsatz eines allgemein bekannten Bremskraftverstärkers zuvor dargelegten Nachteile ausgeschlossen werden.

Zur Versorgung der hydraulischen Bremsanlage mit Bremsfluid ist vorgesehen, dass bei unbetätigter Bremsdruckgebereinheit die Hydraulikkammer und/oder die weitere Hydraulikkammer mit einem Reservoir für Bremsfluid in Verbindung steht.

Um einen Bremsdruck zu erzeugen ist weiterhin vorgesehen, dass bei betätigter Bremsdruckgebereinheit die Hydraulikkammer und die weitere Hydraulikkammer nicht mit dem Reservoir für Bremsfluid in Verbindung steht.

Damit nur die Hydraulikkammer oder die weitere Hydraulikkammer eine Verbindung mit dem Reservoir für Bremsfluid aufzuweisen braucht, kann bei unbetätigter Bremsdruckgebereinheit die Hydraulikkammer mit der weiteren Hydraulikkammer in Verbindung stehen.

Bei betätigter Bremsdruckgebereinheit steht die Hydraulikkammer mit der weiteren Hydraulikkammer nicht in Verbindung, wodurch ein Umpumpen von Bremsfluid zwischen der Hydraulikkammer und der weiteren Hydraulikkammer nicht möglich ist, so dass ein Bremsdruck für die Radbremse ungehindert erzeugt werden kann.

Um eine Verstärkung der über das Bremspedal eingeleiteten Betätigungskraft in der Grössenordnung allgemein bekannter Bremskraftverstärker zu erzielen, ist die Bremsdruckgebereinheit so dimensioniert, dass sich bei Betätigung der Bremsdruckgebereinheit das Volumen der Hydraulikkammer in einem prozentual geringeren Masse als das Volumen der weiteren Hydraulikkammer verkleinert.

Dabei besteht ständig eine Verbindung von der weiteren Hydraulikkammer zu der Pumpe.

Aus Gründen der Einsparung von Antriebsenergie ist es besser, wenn die Betätigung der Pumpe nur bei Betätigung des Bremspedals erfolgt.

In vorteilhafter Weise wird das Regelverhalten der hydraulischen Bremsanlage durch die Erfindung verbessert.

lischen Bremsanlage in Bezug auf Pedalkomfort und Dosierbarkeit dadurch verbessert, dass die Förderleistung der Pumpe in Abhängigkeit einer mit der Betätigung des Bremspedals in Beziehung stehenden Grösse einstellbar ist.

Besonders vorteilhaft ist, um eine nahezu ideale Regelverhalten für die hydraulische Bremsanlage zu erzielen, wenn die Förderleistung der Pumpe in Abhängigkeit von der Veränderung des Volumens der weiteren Hydraulikkammer einstellbar ist.

Vorzugsweise ist die Pumpe in Richtung von der Radbremse zu der weiteren Hydraulikkammer nicht durchströmbar. Dadurch kann bei betätigter Bremsdruckgebereinheit und nicht betätigter Pumpe ein Bremsdruck in der Radbremse zeitweise konstant gehalten werden.

Desweiteren kann eine Ventilanordnung parallel zu der Pumpe angeordnet sein, wobei in einer ersten Stellung der Ventilanordnung eine unmittelbare Verbindung zwischen der weiteren Hydraulikkammer und der Radbremse besteht und in einer zweiten Stellung der Ventilanordnung eine Verbindung zwischen der weiteren Hydraulikkammer und der Radbremse nur über die Pumpe besteht.

Dabei ist die Ventilanordnung in bevorzugter Weise so ausgelegt, dass die Ventilanordnung die erste Stellung federbetätigt als Grundstellung einnimmt und die zweite Stellung in Abhängigkeit von einem in der weiteren Hydraulikkammer erzeugten Druck als Betätigungsstellung einnimmt.

Als Alternative kann vorgesehen werden, dass die Förderleistung der Pumpe umkehrbar ist, damit die Pumpe auch in Richtung von der Radbremse zu der weiteren Hydraulikkammer fördern kann. Hierdurch kann die parallel zu der Pumpe angeordnete Ventilanordnung eingespart werden.

Zur Einsparung von Komponenten und somit Kosten wird entscheidend beigetragen, wenn eine Antiblockierregelung zwischen der Bremsdruckgebereinheit und der Radbremse angeordnet ist, wobei die Pumpe Bestandteil der Antiblockierregelung ist. Hierbei besteht in Bezug auf Einsparung von Einbauraum auch der Vorteil, daß die Bremsdruckgebereinheit und die Antiblockierregelung zu einer kompakten Baueinheit integriert werden können.

Um bei Betätigung des Bremspedals einen Vordruck an der Eingangsseite der Pumpe zu erzeugen ist zwischen dem Druckspeicher der Antiblockierregelung und der Eingangsseite der Pumpe ein Rückschlagventil angeordnet, wobei das Rückschlagventil eine Strömungsverbindung nur in Richtung von dem Druckspeicher zu der Eingangsseite der Pumpe zulässt.

Dabei kann parallel zu dem Rückschlagventil eine Drossel angeordnet sein, um den Pedalkomfort abzustimmen.

Damit mit der hydraulischen Bremsanlage auch eine Antriebsschlupfregelung durchgeführt werden kann, ist zwischen der Bremsdruckgebereinheit und der Antiblockierregelung bzw. der Radbremse ein Umschaltventil angeordnet, um eine Verbindung zwischen der Bremsdruckgebereinheit und der Antiblockierregelung bzw. der Radbremse herzustellen oder zu trennen.

Zur Vermeidung von Beschädigungen an der hydraulischen Bremsanlage bzw. deren Komponenten kann dabei parallel zu dem Umschaltventil ein Überdruckventil angeordnet sein.

Um den bei einer Fahrdynamikregelung erforderlichen schnellen Druckanstieg zur Vorladung der Pumpe zu erzielen ist zwischen dem Reservoir und der weiteren Hydraulikkammer eine Vorladeeinheit angeordnet, die mittels eines elektronisch steuerbaren Aktuators betätigbar ist.

Sollen sich mit der hydraulischen Bremsanlage auch Not- bzw. Zielbremsungen durchführen lassen, so kann zur Betätigung der Bremsdruckgebereinheit anstelle oder zusätzlich

zu einer Betätigung über das Bremspedal ein elektronisch steuerbarer Bremskraftverstärker vorgesehen sein.

Da die gesetzlichen Vorschriften eine zweifache Bremskreisaufteilung verlangen, weist die hydraulische Bremsanlage einen ersten und einen zweiten Bremskreis auf, wobei für den ersten und zweiten Bremskreis jeweils eine Bremsdruckgebereinheit vorgesehen ist.

In bevorzugter Weise sind dabei die für den ersten und zweiten Bremskreis jeweils vorgesehenen Bremsdruckgebereinheiten parallel zueinander angeordnet und über das Bremspedal synchron betätigbar.

Um zu verhindern, dass bei Betätigung des Bremspedals Querkraften auf die Bremsdruckgebereinheiten übertragen werden, ist das Bremspedal mit einem Führungselement gekoppelt, das parallel zu den für den ersten und zweiten Bremskreis jeweils vorgesehenen Bremsdruckgebereinheiten axial verschiebbar ist.

Damit bei Betätigung des Bremspedals gleiche Kraftanteile in die parallel zueinander angeordneten Bremsdruckgebereinheiten eingeleitet werden, wird die über das Bremspedal eingeleitete Betätigungskraft über eine Waagebalkenanordnung in die für den ersten und zweiten Bremskreis jeweils vorgesehenen Bremsdruckgebereinheiten eingeleitet.

Die Erfindung wird nachfolgend anhand der Zeichnungen näher erläutert. Dazu zeigen:

Fig. 1 schematisch eine hydraulische Bremsanlage in einem unbetätigten Zustand,

Fig. 2 schematisch eine alternative Ausführungsform einer hydraulischen Bremsanlage in einem betätigten Zustand,

Fig. 3 schematisch eine um eine Antiblockierregelung erweiterte hydraulische Bremsanlage,

Fig. 4 schematisch eine um eine Antiblockier- und Antriebsschlupfregelung erweiterte hydraulische Bremsanlage,

Fig. 5 schematisch eine um eine Vorladeeinheit erweiterte hydraulische Bremsanlage nach Fig. 4,

Fig. 6 schematisch eine um einen elektronisch steuerbaren Bremskraftverstärker erweiterte hydraulische Bremsanlage nach Fig. 3, sowie

Fig. 7 schematisch eine für zwei Bremskreise ausgelegte hydraulische Bremsanlage nach Fig. 3.

Die in Fig. 1 schematisch dargestellte hydraulische Bremsanlage weist eine Bremsdruckgebereinheit 1 auf, die über ein Bremspedal 2 betätigbar ist, um einen Bremsdruck für eine Radbremse 3 zu erzeugen. Die Erzeugung des Bremsdruckes erfolgt in einer Hydraulikkammer 4, an die die Radbremse 3 angeschlossen ist.

Für die Versorgung mit Bremsfluid ist ein Reservoir 5 vorgesehen. Das Reservoir ist mit einer weiteren Hydraulikkammer 6 verbunden, die über einen Kanal 7 mit der Hydraulikkammer 4 verbunden ist. Es kann aber auch vorgesehen sein, dass das Reservoir 5 anstatt mit der weiteren Hydraulikkammer 6 mit der Hydraulikkammer 4 verbunden ist, oder dass die weitere Hydraulikkammer 6 und die Hydraulikkammer 4 mit dem Reservoir 5 verbunden sind, so dass der Kanal 7 zur Verbindung der Kammern 6, 4 nicht erforderlich ist.

Zur Erzeugung des Bremsdruckes wird die Hydraulikkammer 4 auf einer Seite von einem axial verschiebbaren Kolben 4a begrenzt. Die Verschiebung des Kolbens 4a erfolgt bei Betätigung der Bremsdruckgebereinheit 1 durch Einleitung einer Betätigungskraft F über das Bremspedal 2. Eine Federanordnung 8 wirkt der Verschiebung des Kolbens 4a bei Betätigung des Bremspedals 2 entgegen und bewirkt, dass die Bremsdruckgebereinheit 1 im unbetätigten Zustand die Grundstellung wie in Fig. 1 dargestellt einnimmt. In der Grundstellung nimmt der Kolben 4a eine Position ein,

in der der zur weiteren Hydraulikkammer 6 verbindende Kanal 7 geöffnet ist, so dass die Hydraulikkammer 4 mit dem Reservoir 5 in Verbindung steht. Wird demgegenüber die Bremsdruckgebereinheit 2 in ihre Betätigungsstellung wie in Fig. 2 gezeigt überführt, so wird der Kanal 7 durch die Position des Kolbens 4a verschlossen und das Volumen der Hydraulikkammer 4 verkleinert, wodurch ein Bremsdruck  $p$  für die Radbremse 3 erzeugt wird. Der Bremsdruck  $p$  ergibt sich dabei in bekannter Weise in Abhängigkeit von der über das Bremspedal 2 eingeleiteten Betätigungskraft  $F$  und der Arbeitsfläche  $A_4$  des Kolbens 4a ( $p = F/A_4$ ). Da es sich bei der Arbeitsfläche  $A_4$  des Kolbens 4 um einen bekannten in der Regel sich nicht ändernden Systemparameter handelt, ist der für die Radbremse 3 erzeugte Bremsdruck  $p$  proportional zu der über das Bremspedal 2 eingeleiteten Betätigungskraft  $F$  ( $p \sim F$ ).

Die bereits erwähnte weitere Hydraulikkammer 6 wird auf einer Seite von einem axial verschiebbaren weiteren Kolben 6a begrenzt, dessen Verschiebung gleichfalls bei Betätigung des Bremspedals 2 erfolgt. Da die Kolben 6a, 4a über ein starres Verbindungsglied 9 betrieblich gekoppelt sind, werden die Kolben 6a, 4a bei Betätigung des Bremspedals synchron in axialer Richtung entgegen der Wirkung der Federanordnung 8 verschoben. Durch die betriebliche Kopplung der Kolben 6a, 4a bewirkt die Federanordnung 8, dass bei unbetätigtem Bremspedal 1 auch der weitere Kolben 6a seine Grundstellung einnimmt, in der die weitere Hydraulikkammer 6 mit dem Reservoir 5 in Verbindung steht.

Die weitere Hydraulikkammer 6 steht über einen weiteren Kanal 11 in Verbindung mit der Eingangsseite 10e einer Hydraulikpumpe 10, deren Ausgangsseite 10a mit der Radbremse 3 bzw. der Hydraulikkammer 4 verbunden ist. Damit über den weiteren Kanal 11 eine Verbindung von der weiteren Hydraulikkammer 6 zu der Pumpe 10 ständig besteht, also die Verbindung beispielsweise bei Verschiebung des weiteren Kolbens 6a nicht abgesperrt werden kann, mündet der weitere Kanal 11 auf der dem weiteren Kolben 6a, gegenüberliegenden Stirnseite in die weitere Hydraulikkammer 6 ein.

Auch wird bei Betätigung des Bremspedals 2 durch die Position des weiteren Kolbens 6a die Verbindung von dem Reservoir 5 zu der weiteren Hydraulikkammer 6 abgesperrt und das Volumen der weiteren Hydraulikkammer 6 verkleinert. Das aufgrund der Volumenverkleinerung überschüssige Bremsfluid wird mittels der Hydraulikpumpe 10 in die Radbremse 3 bzw. der Hydraulikkammer 4 gefördert und führt bei sich nicht ändernder Betätigungskraft  $F$  zu einer Erhöhung des Bremsdrucks  $p$ , oder – anders ausgedrückt – die über das Bremspedal 2 eingeleitete Betätigungskraft  $F$  wird verstärkt.

Dabei hängt das Mass der Verstärkung bzw. das Übersetzungsverhältnis grundsätzlich davon ab, wie sich bei Betätigung des Bremspedals 2 die Volumina der Hydraulikkammern 6, 4 im Verhältnis zueinander ändern. Insbesondere um eine Verstärkung in der Grössenordnung allgemein bekannter (pneumatischer) Bremskraftverstärker zu erzielen, muss sich bei Betätigung des Bremspedals 2 das Volumen der Hydraulikkammer 4 in einem prozentual geringerem Masse als das Volumen der weiteren Hydraulikkammer 6 verkleinern. Ausgehend von einer zylinderförmigen Gestalt der Hydraulikkammern 6, 4 sowie einer bei Betätigung des Bremspedals 2 synchronen Verschiebung der Kolben 6a, 4a um die gleiche Wegstrecke  $s$  in axialer Richtung, hängen die Volumina der Hydraulikkammern 6, 4 nur von den Arbeitsflächen  $A_6$ ,  $A_4$  der Kolben 6a, 4a ab. Dies bedeutet, dass die Arbeitsfläche  $A_6$  des weiteren Kolbens 6a grösser sein muss als die Arbeitsfläche  $A_4$  des Kolbens 4a, damit sich das Volumen der Hydraulikkammer 4 in einem prozentual geringe-

rem Masse als das Volumen der weiteren Hydraulikkammer 6 verkleinert. Bezogen auf Fig. 1 bis 7 sei noch angemerkt, dass hier unter der Arbeitsfläche  $A_6$  die Querschnittsfläche des weiteren Kolbens 6a abzüglich der Querschnittsfläche des Verbindungsglieds 9 und unter der Arbeitsfläche  $A_4$  die Querschnittsfläche des Kolbens 4a zu verstehen sind. Dabei lässt sich das Mass der Verstärkung bzw. das Übersetzungsverhältnis  $i$  auf einfache Weise gemäss der Beziehung  $i = 1 + A_6/A_4$  bestimmen. Bei kompakten Abmessungen der Bremsdruckgebereinheit 1, beispielsweise einem Durchmesser des Kolbens 4a von 10 mm, einem Durchmesser des weiteren Kolbens 6a von 24,5 mm sowie einem Durchmesser des Verbindungsglieds 9 von 4,5 mm, ergibt sich ein Übersetzungsverhältnis von  $i = 5$ . Für den Sonderfall, dass die Arbeitsflächen  $A_6$ ,  $A_4$  gleich gross sind ( $A_6 = A_4$ ), gilt das Übersetzungsverhältnis von  $i = 2$ .

Der Antrieb der Hydraulikpumpe 10 könnte permanent erfolgen, wozu eine betriebliche Kopplung der Hydraulikpumpe 10 mit einem im Kraftfahrzeug ohnehin vorhandenen Antriebsaggregat denkbar wäre, was auf einfache Weise, beispielsweise mittels eines Antriebsriemens, realisierbar ist. Dabei würde funktionsgerecht bei unbetätigtem Bremspedal 2 in der Radbremse 3 kein Bremsdruck erzeugt, da in diesem Fall Bremsfluid aus der weiteren Hydraulikkammer 6 über den weiteren Kanal 11 von der Hydraulikpumpe 10 über die Hydraulikkammer 4 und den Kanal 7 lediglich umgepumpt wird. Dagegen wird bei betätigtem Bremspedal 2 ein Bremsdruck  $p$  in der Radbremse 3 in der zuvor erläuterten Weise erzeugt, da in diesem Fall die Hydraulikkammern 6, 4 nicht miteinander in Verbindung stehen, so dass ein Umpumpen von Bremsfluid nicht möglich ist.

Allerdings ist es nicht nur aus Gründen der Einsparung von Antriebsenergie besser, wenn ein Antrieb zur Betätigung der Hydraulikpumpe 10 nur dann erfolgt, wenn das Bremspedal 2 betätigt wird. Es ist üblich für den Antrieb der Hydraulikpumpe 10 einen Elektromotor (nicht dargestellt) vorzusehen. Auch ist üblicherweise im Kraftfahrzeug ein sogenannter Bremslichtschalter (nicht dargestellt) vorhanden, der den Betätigungszustand des Bremspedals 2 als logisches Ein-/Aussignal erfasst. Somit ist es mittels einer elektronischen Steuereinheit (nicht dargestellt), die das Signal des Bremslichtschalters auswertet und ein Ansteuersignal für den Elektromotor bereitstellt, auf einfache Weise möglich, eine Ansteuerung des Elektromotors (nicht dargestellt) immer dann vorzunehmen, wenn eine Betätigung des Bremspedals 2 erfolgt.

Auch kann vorgesehen sein, dass die elektronische Steuereinheit (nicht dargestellt) über das den Elektromotor (nicht dargestellt) ansteuernde Signal die Drehzahl des Elektromotors (nicht dargestellt) verändern kann, um die Förderleistung der Hydraulikpumpe 10 variabel einzustellen. Sind weiterhin anstelle oder zusätzlich zu dem Bremslichtschalter (nicht dargestellt) Sensormittel (nicht dargestellt) zur Erfassung einer mit der Betätigung des Bremspedals 2 in Beziehung stehenden Grösse vorgesehen, deren Ausgangssignal der elektronischen Steuereinheit (nicht dargestellt) zugeführt wird, so kann die Förderleistung der Hydraulikpumpe 10 in Abhängigkeit von der mit der Betätigung des Bremspedals 2 in Beziehung stehenden Grösse eingestellt werden. Dadurch wird das Regelverhalten der hydraulischen Bremsanlage in Bezug auf Pedalkomfort und Dosierbarkeit weiter verbessert. Als mit der Betätigung des Bremspedals 2 in Beziehung stehenden Grösse wird dazu in der Regel der Betätigungsweg, die Betätigungsgeschwindigkeit oder die Betätigungskraft an dem Bremspedals 2 sensiert.

Die Sensormittel (nicht dargestellt) zur Erfassung der mit

der Betätigung des Bremspedals 2 in Beziehung stehenden Grösse können aber auch innerhalb der Bremsdruckgebereinheit 1 angeordnet werden. So kann zum Beispiel die Wegstrecke  $s$  um die sich die Kolben 6a, 4a in axiale Richtung bei Betätigung des Bremspedals 2 verschieben, als mit der Betätigung des Bremspedals 2 in Beziehung stehende Grösse erfasst werden. Da die Arbeitsfläche  $A_5$  des Kolbens 6a eine bekannte in der Regel sich nicht ändernde Systemgrösse ist, ist die bei Betätigung des Bremspedals 2 auftretende Veränderung des Volumens  $V_6$  der weiteren Hydraulikkammer 6 proportional zu der Wegstrecke  $s$  um die der weitere Kolben 6a axial verschoben wird ( $V_6 \sim s$ ). Damit besteht die Möglichkeit die Förderleistung der Hydraulikpumpe 10 in Abhängigkeit von der Veränderung des Volumens der weiteren Hydraulikkammer 6 einzustellen, wodurch sich ein nahezu ideales Regelverhalten für die hydraulische Bremsanlage erzielen lässt.

Bei der in Fig. 1 gezeigten Ausführungsform ist die Hydraulikpumpe 10 nur für eine Förderrichtung, nämlich von der weiteren Hydraulikkammer 6 zu der Radbremse 3, ausgelegt. Damit die Hydraulikpumpe 10 in Richtung von der Radbremse 3 zu der weiteren Hydraulikkammer 6 nicht durchströmbar ist, weist die Hydraulikpumpe 10 auf der Eingangs- und Ausgangsseite 10e, 10a Rückschlagventile auf, die vorzugsweise in die Hydraulikpumpe 10 integriert sind und von daher nicht dargestellt sind. Damit wird erreicht, dass bei betätigter Bremsdruckgebereinheit 1 und nicht betätigter Hydraulikpumpe 10 – also bei nicht angesteuertem Elektromotor (nicht dargestellt) – ein Bremsdruck  $p$  in der Radbremse zumindest zeitweise konstant gehalten werden kann.

Gemäss Fig. 1 ist parallel zu der Hydraulikpumpe 10 eine Ventilanordnung 12 angeordnet, die in eine erste und zweite Stellung 12.1, 12.2 bringbar ist. In der ersten Stellung 12.1 besteht eine unmittelbare Verbindung zwischen der weiteren Hydraulikkammer 6 und der Radbremse 3, demzufolge die Hydraulikpumpe 10 also überbrückt wird. In der zweiten Stellung 12.2 wird die unmittelbare Verbindung zwischen der weiteren Hydraulikkammer 6 und der Radbremse 3 gesperrt, so dass eine Verbindung zwischen der weiteren Hydraulikkammer 6 und der Radbremse 3 nur über die Hydraulikpumpe 10 besteht. Bei der ersten Stellung 12.1 handelt es sich um die Grundstellung, die die Ventilanordnung 12 federbetätigt einnimmt, während es sich bei der zweiten Stellung 12.2 um die Betätigungsstellung handelt, die die Ventilanordnung 12 druckbetätigt einnimmt, wobei die Druckbetätigung in Abhängigkeit von einem in der weiteren Hydraulikkammer 6 erzeugten Druck erfolgt.

Dies bedeutet, dass, sobald bei Betätigung des Bremspedals 2 der in der weiteren Hydraulikkammer 6 erzeugte Druck einen vorgegebenen Druckwert übersteigt, die unmittelbare Verbindung zwischen der weiteren Hydraulikkammer 6 und der Radbremse 3 gesperrt wird, so dass Bremsfluid aus der weiteren Hydraulikkammer 6 nur über das eigentliche Stellglied, nämlich die Hydraulikpumpe 10, in die Radbremse 3 gelangen kann, was insbesondere für die Realisierung der zuvor erwähnten Regelverhalten, bei denen die Förderleistung der Hydraulikpumpe 10 eingestellt wird, bedeutsam ist.

Wird die Betätigung des Bremspedals 2 zurückgenommen, so fällt der Druck in der weiteren Hydraulikkammer 6 ab und die Ventilanordnung 12 nimmt federbetätigt ihre Grundstellung 12.1 ein. Somit kann Bremsfluid aus der Radbremse 3 nicht nur über die Hydraulikkammer 4 und den Kanal 7, sondern auch über den weiteren Kanal 11 in die weitere Hydraulikkammer 6 und von dort in das Reservoir 5 zurückströmen. Damit wird vermieden, dass bei Zurücknahme der Betätigung des Bremspedals 2 sich der Brems-

druck  $p$  in der Radbremse 3 mit einem verhältnismässig kleineren Zeitgradienten reduziert als dem Zeitgradienten, mit dem sich bei Betätigung des Bremspedals 2 der Bremsdruck in der Radbremse 3 erhöht. Dies führt also zu einer nicht unwesentlichen Verbesserung des dynamischen Verhaltens der hydraulischen Bremsanlage. Idealerweise ist die Charakteristik der hydraulischen Bremsanlage so ausgelegt, dass die Zeitgradienten bei der Druckerhöhung und der Druckreduzierung übereinstimmend sind.

Auch ist die Ventilanordnung 12 unter folgendem Aspekt zu betrachten. Normalerweise steht die Förderleistung einer Hydraulikpumpe 10 erst nach einer bestimmten Anlaufphase zur Verfügung, während der die Druckerzeugung an der Ausgangsseite 10a der Hydraulikpumpe 10 zunächst nur zeitlich verzögert einsetzt. Dieser Nachteil in Bezug auf die Leistungsfähigkeit der hydraulischen Bremsanlage lässt sich durch eine sogenannte Vorladung der Hydraulikpumpe 10 umgehen, indem während der Anlaufphase die Eingangsseite 10e der Hydraulikpumpe 10 mit Druck beaufschlagt wird. Dadurch, dass durch die Ventilanordnung 12 bei Betätigung des Bremspedals 2 die unmittelbare Verbindung zwischen der weiteren Hydraulikkammer 6 und der Radbremse 3 gesperrt wird, erfolgt unmittelbar eine solche Vorladung der Hydraulikpumpe 10. Dieser Aspekt ist vor allem dann von Bedeutung, wenn der Antrieb zur Betätigung der Hydraulikpumpe 10 nicht permanent, sondern, wie in der Regel, nur bei Betätigung des Bremspedals 2 erfolgt.

Es sei noch die Alternative erwähnt, dass die Ventilanordnung 12 anstelle der in Fig. 1 dargestellten druckgesteuerten Betätigungseinrichtung auch mit einer elektromagnetischen Betätigungseinrichtung ausgeführt werden kann. Das Ansteuersignal für die elektromagnetische Betätigungseinrichtung würde dann von der elektronischen Steuereinheit (nicht dargestellt) bereitgestellt und in Abhängigkeit vom Betätigungszustand des Bremspedals 2 erfolgen, der in der elektronischen Steuereinheit (nicht dargestellt) ohnehin ausgewertet wird.

Bei der in Fig. 2 gezeigten Ausführungsform ist die Hydraulikpumpe 10' für zwei Förderrichtungen ausgelegt, nämlich sowohl von der weiteren Hydraulikkammer 6 zu der Radbremse 3, als auch von der Radbremse 3 zu der weiteren Hydraulikkammer 6. Für die Verstellung der Förderrichtung kann ein reversierbarer Antrieb zur Betätigung der Hydraulikpumpe 10' vorgesehen werden. Falls wie üblich ein Elektromotor (nicht dargestellt) zum Antrieb der Hydraulikpumpe 10' vorgesehen ist, so muss dessen Drehrichtung reversierbar sein. Auch hier wird die entsprechende Ansteuerung von der elektronischen Steuereinheit (nicht dargestellt) bereitgestellt. Durch die Auslegung der Hydraulikpumpe 10' für die zwei Förderrichtungen wird gegenüber der in Fig. 1 gezeigten Ausführungsform die Ventilanordnung 12 eingespart.

Die in Fig. 3 schematisch dargestellte hydraulische Bremsanlage ist gegenüber Fig. 1 um eine Antiblockierregel-einrichtung 20 erweitert, die zwischen der Bremsdruckgebereinheit 1 und der Radbremse 3 angeordnet ist. Die Antiblockierregel-einrichtung 20 umfasst in bekannter Weise eine erste und zweite Ventileinrichtung 21, 22, um den Bremsdruck  $p$  in der Radbremse 3 durch Einstellung von Druckaufbau-, Druckhalte- sowie Druckabbauphasen zu modulieren. Weiterhin umfasst die Antiblockierregel-einrichtung 13 eine Speicherkammer 23, in die während einer Druckabbauphase Bremsfluid von der Radbremse abgelassen wird, sowie eine Hydraulikpumpe 10'', um Bremsfluid von der Speicherkammer 23 in die Bremsdruckgebereinheit 1 bzw. die Radbremse 3 zurückzuführen. In der üblichen Weise sind die Ventileinrichtungen 21, 22 elektromagnetisch betätigbar und die Hydraulikpumpe 10'' ist von einem

Elektromotor (nicht dargestellt) angetrieben, wobei die jeweiligen Ansteuersignale von einer elektronischen Steuereinheit (nicht dargestellt) bereitgestellt werden. Die elektronische Steuereinheit (nicht dargestellt) erfasst mittels Sensoren (nicht dargestellt) das Drehverhalten der den Radbremsen 3 zugeordneten Räder, um bei Erkennung einer Blockiertendenz an einem der Räder eine entsprechende Ansteuerung der Ventileinrichtungen 21, 22 sowie der Hydraulikpumpe 10 vorzunehmen. Die erste Ventileinrichtung 21 verbindet im nicht angesteuerten Zustand 21.1 die Bremsdruckgebereinheit 1 mit der Radbremse 3, wogegen die zweite Ventileinrichtung 22 im nicht angesteuerten Zustand 22 die Verbindung der Radbremse 3 mit dem Druckspeicher 23 sperrt, so dass ein Bremsdruck  $p$  in der Radbremse 3 aufgebaut werden kann. Soll ein Bremsdruck in der Radbremse 3 konstant gehalten werden, so wird die erste Ventileinrichtung 21 in ihren angesteuerten Zustand 21.2 gebracht, in dem die Verbindung der Bremsdruckgebereinheit 1 mit der Radbremse 3 gesperrt ist. Um einen Bremsdruck in der Radbremse 3 abzubauen, werden die erste und die zweite Ventileinrichtung 21, 22 in ihre angesteuerten Zustände 21.2, 22.2 gebracht, wobei die die Verbindung der Bremsdruckgebereinheit 1 mit der Radbremse 3 gesperrt ist und die Radbremse 3 mit dem Druckspeicher 23 verbunden ist. Erwähnt sei auch, dass die Antiblockierregelvorrichtung 20 kann statt mit zwei Zwei/Zwei-Wegeventilen 21, 22 auch mit einem mechanischen Mengenregelventil anstelle des ersten Zwei/Zwei-Wegeventils 21 oder einem elektromagnetisch betätigten Drei/Drei-Wegeventil anstelle der beiden Zwei/Zwei-Wegeventile 21, 22 ausgestaltet sein kann.

Wesentlich für die in Fig. 3 gezeigte hydraulische Bremsanlage ist, dass die Hydraulikpumpe 10, die ohnehin Bestandteil der Antiblockierregelvorrichtung 20 ist, auch die Funktion der Hydraulikpumpe 10 gemäss Fig. 1, nämlich die Verstärkung der über das Bremspedal 2 eingeleiteten Betätigungskraft  $F$ , übernimmt. Damit wird entscheidend zur Einsparung von Komponenten und somit Kosten beigetragen. Auch lassen sich die Bremsdruckgebereinheit 1 und die Antiblockierregelvorrichtung 13 zu einer kompakten Baueinheit integrieren, was neben einer weiteren Kosteneinsparung vor allem eine nicht unerhebliche Einsparung von Einbauraum im Kraftfahrzeug bedeutet. Desweiteren entfallen durch die Integration die ansonsten notwendigen Verbindungsleitungen zwischen der Bremsdruckgebereinheit 1 und der Antiblockierregelvorrichtung 20, wodurch das Risiko von Leckagen minimiert und die Systemsicherheit der hydraulischen Bremsanlage erhöht wird.

Damit bei Betätigung des Bremspedals 2 kein Bremsfluid von der weiteren Hydraulikkammer 6 in den Druckspeicher 12 entweichen kann, sondern zur Vorladung unmittelbar der Eingangsseite 10e der Hydraulikpumpe 10 zugeführt wird, ist zwischen der Eingangsseite 10e der Hydraulikpumpe 10 und dem Druckspeicher 23 ein Rückschlagventil 24 angeordnet, das eine Strömungsverbindung nur in Richtung von dem Druckspeicher 23 zu der Eingangsseite 10e der Hydraulikpumpe 10 zulässt.

Um den Komfort bzw. das Gefühl bei Betätigung des Bremspedals 2 optimal abzustimmen, kann parallel zu dem Rückschlagventil 24 zusätzlich eine Drossel 25 angeordnet werden, wie in Fig. 3 gezeigt ist. Entsprechend der Bemessung des Querschnitts der Drossel 25 strömt in diesem Fall bei Betätigung des Bremspedals 2 eine bestimmte Menge Bremsfluid von der weiteren Hydraulikkammer 6 in den Druckspeicher 23, wodurch der Eingangsseite 10e der Hydraulikpumpe 10 eine etwas geringere Menge Bremsfluid zur Vorladung zugeführt wird. Von daher erfordert es diese Alternative einen Kompromiss zwischen optimalem Pedalkomfort/-gefühl einerseits und maximaler Leistungsfähig-

keit der hydraulischen Bremsanlage andererseits zu finden.

Ausgehend von Fig. 3 ist die in Fig. 4 dargestellte hydraulische Bremsanlage zur Durchführung einer Antriebschlupfregelung erweitert. Dazu ist zwischen der Bremsdruckgebereinheit 1 und der Antiblockierregelvorrichtung 20 bzw. der Radbremse 3 ein Umschaltventil 30 angeordnet. Das Umschaltventil 30 ist elektromagnetisch betätigt, wobei das Ansteuersignal von der elektronischen Steuereinheit (nicht dargestellt) bereitgestellt wird. Im nicht angesteuerten Zustand 30.1 verbindet das Umschaltventil 30 die Hydraulikkammer 4 der Bremsdruckgebereinheit 1 unmittelbar mit der Antiblockierregelvorrichtung 20 bzw. der Radbremse 3, so dass normale Bremsungen sowie blockiergeschützte Bremsungen in der zuvor erläuterten Weise möglich sind. Soll eine Antriebschlupfregelung durchgeführt werden, nachdem eine Durchdrehendenz an einem der Radbremsen 3 zugeordneten angetriebenen Räder erkannt wurde, so wird das Umschaltventil 30 zunächst in den angesteuerten Zustand 30.2 gebracht, wodurch die Verbindung zwischen der Bremsdruckgebereinheit 1 und der Antiblockierregelvorrichtung 20 bzw. der Radbremse 3 gesperrt wird. Gleichzeitig wird mittels der Hydraulikpumpe 10 ein Bremsdruck in der Radbremse 3 aufgebaut, um der Durchdrehendenz entgegenzuwirken. Dazu entnimmt die Hydraulikpumpe 10 Bremsfluid aus dem Reservoir 5 über die weitere Hydraulikkammer 6 und den weiteren Kanal 11, was möglich ist, da bei einer Antriebschlupfregelung keine Betätigung des Bremspedals 2 erfolgt.

Parallel zu dem Umschaltventil 30 ist ein Überdruckventil 31 angeordnet, das während einer Antriebschlupfregelung, also wenn sich das Umschaltventil 30 im angesteuerten Zustand 30.2 befindet, eine Verbindung der Radbremse 3 zur Hydraulikkammer 4 der Bremsdruckgebereinheit 1 herstellt, sobald der Bremsdruck in der Radbremse 3 einen vorgegebenen Druckwert übersteigt. Damit werden Beschädigungen an der hydraulischen Bremsanlage bzw. deren Komponenten durch zu hohe Drücke verhindert.

Ausgehend von der in Fig. 3 dargestellten hydraulischen Bremsanlage mit Antiblockierregelvorrichtung erfordert die Erweiterung auf die in Fig. 4 dargestellte hydraulische Bremsanlage mit Antiblockier- und Antriebschlupfregelvorrichtung zusätzlich nur die Verwendung eines Umschaltventils 30 (bzw. des dazu parallel angeordneten Überdruckventils 31), so dass die Erweiterung einen verhältnismässig geringen Aufwand verursacht. Bei dieser hydraulischen Bremsanlage ist eine ständige Verbindung von der Bremsdruckgebereinheit 1 bzw. der weiteren Hydraulikkammer 6, die bei unbetätigtem Bremspedal 2 mit dem Reservoir 5 verbunden ist, zu der Eingangsseite 10e der Hydraulikpumpe 10 gegeben. Dagegen erfordert bei einer konventionellen blockiergeschützten Bremsanlage die Erweiterung als Antriebschlupfregelvorrichtung nicht nur ein Umschaltventil zwischen der Bremsdruckgebereinheit und der Antiblockierregelvorrichtung bzw. der Radbremse, sondern auch ein weiteres Umschaltventil sowie eine zusätzliche Verbindungsleitung, damit eine Verbindung der Eingangsseite der Hydraulikpumpe mit der Bremsdruckgebereinheit bzw. dem Reservoir hergestellt werden kann.

Die in Fig. 5 gezeigte hydraulische Bremsanlage ist ausgehend von der in Fig. 4 gezeigten hydraulischen Bremsanlage um eine Vorladeeinheit 40 erweitert. Die Vorladeeinheit 40 ist zwischen dem Reservoir 5 und der weiteren Hydraulikkammer 6 angeordnet. Mittels der Vorladeeinheit 40 ist es möglich bei Bremsungen, die unabhängig von einer Betätigung des Bremspedals 2 erfolgen, wie beispielsweise eine Antriebschlupfregelung oder eine Fahrdynamikregelung, einen Vordruck an der Eingangsseite 10e der Hydraulikpumpe 10 zu erzeugen. Damit wird, ähnlich wie im Zusam-

menhang mit der Ventilanordnung 12 sowie dem Rückschlagventil 24 zuvor erläutert, ein schnellerer Druckanstieg an der Ausgangsseite 10a" der Hydraulikpumpe 10" während der Anlaufphase der Hydraulikpumpe 10" erzielt. Dies ist insbesondere für die Leistungsfähigkeit der hydraulischen Bremsanlage bei einer Fahrdynamikregelung sehr wichtig, bei der zwar nicht unbedingt hohe Drücke, dafür aber sehr kurze Druckanstiegszeiten bei der Vorladung der Pumpe erforderlich sind, um die Fahrstabilität des Kraftfahrzeugs beispielsweise beim Durchfahren einer Kurve aufrechtzuerhalten.

Die Vorladeeinheit 40 weist eine Druckkammer 41 auf, die auf einer Seite von einem axial verschiebbaren Kolben 41a begrenzt wird. Eine Federanordnung 42 wirkt der Verschiebung des Kolbens 41a entgegen und bewirkt, dass die Vorladeeinheit 40 im unbetätigten Zustand die in Fig. 4 gezeigte Grundstellung einnimmt. In der Grundstellung nimmt der Kolben 41a eine Position ein, in der die Druckkammer 41 mit dem Reservoir 5 in Verbindung steht. Bei Betätigung der Vorladeeinheit 40 wird der Kolben 41a entgegen der Feder 42 axial verschoben, wobei die Verbindung zwischen der Druckkammer 41 und dem Reservoir getrennt wird, so dass das Bremsfluid in der Druckkammer 41 unter Druck gesetzt wird. Da eine Betätigung der Vorladeeinheit 40 nur bei nicht betätigtem Bremspedal 2 erfolgt, besteht über die weitere Hydraulikkammer 6 und den weiteren Kanal 11 eine Verbindung von der Druckkammer 41 zur Eingangsseite 10c" der Hydraulikpumpe 10", um diese für die Vorladung mit Bremsfluid zu versorgen.

Zur Betätigung der Vorladeeinheit 40 ist hier ein elektronisch steuerbarer Aktuator 45 vorgesehen. Der elektronisch steuerbare Aktuator 45 umfasst ein Gehäuse 46, das von einer beweglichen Wand 46a in eine Druckkammer 46b und eine Vakuumkammer 46c unterteilt ist, wobei die bewegliche Wand 46a mit dem Kolben 41a betrieblich gekoppelt ist. Die Vakuumkammer 46c ist stets an eine nicht näher dargestellte Vakuumquelle VAC angeschlossen, während die Druckkammer 46b mittels eines elektromagnetisch betätigten Drei/Zwei-Wegeventils 47 entweder mit der Vakuumquelle VAC oder mit der Atmosphäre ATM verbindbar ist. Das Ansteuersignal für das elektromagnetisch betätigte Drei/Zwei-Wegeventil 47 wird wie bei den Ausführungen zuvor von der elektronischen Steuereinheit (nicht dargestellt) bereitgestellt. Wenn sich das Drei/Zwei-Wegeventil 47 im nicht angesteuerten Zustand 47.1 befindet, nimmt die Vorladeeinheit 40 die in Fig. 5 gezeigte Grundstellung ein, in der die beiden Kammern 46b, 46c mit der Vakuumquelle VAC verbunden sind, so dass keine Druckdifferenz an der beweglichen Wand 46a wirksam ist und die Federanordnung 42 einer Verschiebung des Kolbens 41a entgegenwirkt. Wird das Drei/Zwei-Wegeventil 47 in den angesteuerten Zustand 47.2 überführt, so wird die Druckkammer 46b mit der Atmosphäre ATM verbunden, so dass eine Druckdifferenz an der beweglichen Wand 46a wirksam wird, unter der der Kolben 41a entgegen der Federanordnung 42 verschoben wird, wodurch eine Betätigung der Vorladeeinheit 40 erfolgt.

Bei der in Fig. 6 gezeigten hydraulischen Bremsanlage wurde die in Fig. 3 gezeigte hydraulische Bremsanlage mit Antiblockierregelung mit einem elektronisch steuerbaren Bremskraftverstärker 50 erweitert. Der elektronisch steuerbare Bremskraftverstärker 50 ermöglicht es die Bremsdruckgebereinheit 1 anstelle oder zusätzlich zu einer Betätigung über das Bremspedal 2 zu betätigen. Das heisst zum einen, dass bei Betätigung der Bremsdruckgebereinheit 1 "anstelle" einer Betätigung über das Bremspedal 2 Bremsungen wie zum Beispiel Antriebsschlupfregelung, Fahrdynamikregelung oder Abstandsregelung möglich sind, und

zum anderen, dass bei Betätigung der Bremsdruckgebereinheit 1 "zusätzlich zu" einer Betätigung über das Bremspedal 2 beispielsweise eine Not- bzw. Zielbremsung eingeleitet werden kann. Zu erwähnen ist auch, dass bei der hydraulischen Bremsanlage gemäss Fig. 6 im Vergleich zu den hydraulischen Bremsanlagen gemäss Fig. 4 und 5 das Umschaltventils 30 (bzw. das dazu parallel angeordnete Überdruckventil 31) eingespart werden, so dass sich der höhere Aufwand für den elektronisch steuerbaren Bremskraftverstärker 50 wieder relativiert. Funktional betrachtet ist dabei aber zu berücksichtigen, dass mit den in Fig. 4 und 5 gezeigten hydraulischen Bremsanlagen keine Not- bzw. Zielbremsungen durchführbar sind.

Der Aufbau und die Funktionsweise des elektronisch steuerbaren Bremskraftverstärkers 50 ist prinzipiell mit der des elektronisch steuerbaren Aktuators 45 nach Fig. 5 identisch. So weist der elektronisch steuerbare Bremskraftverstärker 50 ein Gehäuse 51 auf, das von einer beweglichen Wand 51a in eine Druckkammer 51b und eine Vakuumkammer 51c unterteilt ist, wobei die bewegliche Wand 51a eine betriebliche Kopplung zu den Kolben 6a, 4a der Bremsdruckgebereinheit 1 aufweist. Ebenso ist die Vakuumkammer 51c stets an eine nicht näher dargestellte Vakuumquelle VAC angeschlossen, während die Druckkammer 51b mittels eines elektromagnetisch betätigten Drei/Drei-Wegeventils 52, dessen Ansteuerung ebenfalls von der elektronischen Steuereinheit (nicht dargestellt) erfolgt, mit der Vakuumquelle VAC (Grundstellung 52.1) verbunden oder abgesperrt (Betätigungsstellung 52.2) oder mit der Atmosphäre ATM (Betätigungsstellung 52.3) verbunden werden kann. In der Grundstellung 52.1 wird eine Druckdifferenz an der beweglichen Wand 51a abgebaut bzw. reduziert, während in der Betätigungsstellung 52.3 eine Druckdifferenz an der beweglichen Wand 51a aufgebaut bzw. erhöht wird. Aufgrund der zusätzlichen Betätigungsstellung 52.2 ist es bei dem elektronisch steuerbaren Bremskraftverstärker 50 im Vergleich zu dem elektronisch steuerbaren Aktuator 45 gemäss Fig. 5 möglich, eine an der beweglichen Wand 51a anstehende Druckdifferenz für eine bestimmte Zeitdauer konstant zu halten, so dass sich die vom elektronisch steuerbaren Bremskraftverstärker 50 aufzubringende Betätigungskraft bzw. Betätigungskraftanteil auf komfortable Weise steuern lässt.

Bei dem elektronisch steuerbaren Aktuator 45 (Fig. 5) sowie dem elektronisch steuerbaren Bremskraftverstärker 50 (Fig. 6) werden exemplarisch pneumatische Typen betrachtet, für die im Kraftfahrzeug eine Vakuumquelle bereitzustellen ist. Die Ausführungsformen der erfindungsgemässen hydraulischen Bremsanlage nach Fig. 1 bis 4 weisen im Vergleich zu einer konventionellen Bremsanlage den grossen Vorteil auf, dass keine Vakuumquelle benötigt wird. Damit dieser Vorteil auch auf die Ausführungsformen nach Fig. 5 und 6 zutrifft, besteht selbstverständlich die Alternative, den elektronisch steuerbaren Aktuator 45 (Fig. 5) sowie den elektronisch steuerbaren Bremskraftverstärker 50 (Fig. 6) beispielsweise als rein elektromagnetische, elektrohydraulische, elektromechanische oder elektromotorische Betätigungseinheiten auszuführen, für die keine Vakuumquelle erforderlich ist.

Sofern der elektronisch steuerbare Bremskraftverstärker 50 (Fig. 6) dennoch als pneumatischer Typ ausgeführt wird, so besteht im Vergleich zu einer konventionellen Bremsanlage immer noch der Vorteil, dass Einbauraum und Kosten eingespart werden können. Da ein elektronisch steuerbarer Bremskraftverstärker bei Verwendung in einer hydraulischen Bremsanlage nach Fig. 6 nur eine Betätigungskraft bzw. einen Betätigungskraftanteil in der Grössenordnung von 20 Prozent als bei Verwendung in einer konventionellen



Bremsanlage aufbringen muss, ist ein einfacher Verstärker in der Grösse 6 Zoll für ein Kraftfahrzeug ausreichend, das bei einer konventionellen Bremsanlage mit einem Tandemverstärker in der Grösse 8/9 Zoll ausgerüstet werden muss. Dadurch das ein erheblich "schwächerer" Bremskraftverstärker ausreicht, kann auch die Vakuumquelle "schwächer", und insofern einfacher und mit einem geringeren Aufwand ausgestaltet sein. Bei mit einem Ottomotor ausgerüsteten Kraftfahrzeug wird sich in diesem Fall sogar das prinzipbedingt im Ansaugtrakt erzeugte Vakuum in unkritischer Weise nutzen lassen.

In Fig. 7 ist eine erfindungsgemässe hydraulische Bremsanlage mit einer Antiblockierereinrichtung 20 für einen ersten und zweiten Bremskreis I., II. dargestellt. Um eine diagonale Bremskreisaufteilung zu bevorzugen, wirkt der erste Bremskreis I. auf die dem linken Vorderrad VL und dem rechten Hinterrad HR des Kraftfahrzeugs zugeordneten Radbremsen 3, während der zweite Bremskreis II. auf die dem rechten Vorderrad VR und dem linken Hinterrad HL des Kraftfahrzeugs zugeordneten Radbremsen 3 wirkt. Selbstverständlich wäre auch eine sogenannte schwarzwisse Bremskreisaufteilung möglich, beispielsweise indem der erste Bremskreis I. auf die den Rädern der Vorderachse VL, VR zugeordneten Radbremsen 3 und der zweite Bremskreis II. auf die den Rädern der Hinterachse HL, HR zugeordneten Radbremsen 3 wirken würde.

Zur Erzeugung des Bremsdruckes p in den Bremskreisen I., II. ist für den ersten und zweiten Bremskreis I., II. jeweils eine Bremsdruckgebereinheit 1, 1' vorgesehen. Da die Antiblockierereinrichtung 20 in bekannter Weise auch für jeden Bremskreis I., II. jeweils eine Hydraulikpumpe 10 aufweist, können diese, wie bereits im Zusammenhang mit Fig. 3 erläutert, für die Verstärkung der über das Bremspedal 2 eingeleiteten Betätigungskraft F in den Bremsdruckgebereinheiten 1, 1' eingesetzt werden.

Die Bremsdruckgebereinheiten 1, 1' sind parallel zueinander angeordnet und somit über das Bremspedal 2 synchron betätigbar. Diese sogenannte Twinanordnung hat gegenüber einer seriellen Anordnung, wie beispielsweise bei einem Tandemhauptylinder, den Vorteil, dass in den Bremskreisen bedingt durch Gleitreibungsverlusten der Kolben keine voneinander abweichenden Bremsdrücke auftreten können. Bei einer konventionellen Bremsanlage mit einem herkömmlichen Hauptbremszylinder, der zwei seriell angeordnete Kolben aufweist, ist dies normalerweise nicht als besonders kritisch anzusehen. Da eine Ausgestaltung der hydraulischen Bremsanlage als Tandemanordnung insgesamt vier seriell angeordnete Kolben aufweisen würde, könnten sich die Gleitreibungsverluste jedoch als kritisch erweisen. Insbesondere auch dadurch, da in der weiteren Hydraulikkammer 6 ein verhältnismässig kleines Druckniveau eingestellt wird, wodurch sich Druckunterschiede in einem prozentual stärkerem Masse nachteilig auswirken. Deshalb ist in Bezug auf die hydraulische Bremsanlage der Twinanordnung eindeutig der Vorzug zu geben.

Um zu verhindern, dass bei Betätigung des Bremspedals 2 Querkräfte auf die für den ersten und zweiten Bremskreis I., II. jeweils vorgesehenen Bremsdruckgebereinheiten 1, 1' übertragen werden, die möglicherweise zu einem Verklemmen der Kolben 6a, 4a und somit zu einer Funktionsbeeinträchtigung der hydraulischen Bremsanlage führen könnten, ist das Bremspedal 2 mit einem Führungselement 60 gekoppelt, das parallel zu den für den ersten und zweiten Bremskreis I., II. jeweils vorgesehenen Bremsdruckgebereinheiten 1, 1' axial verschiebbar ist. Als Führungselement 60 kommt, wie in Fig. 7 schematisch dargestellt, zum Beispiel eine Führungstange in Betracht, die in einer zylindrischen Bohrung des Gehäuses der Bremsdruckgebereinheit axial ver-

schiebbar aufgenommen ist.

Eine Waagebalkenanordnung 61 ist vorgesehen, damit bei Einleitung einer Betätigungskraft F über das Bremspedal nicht nur eine synchrone Betätigung der für den ersten und zweiten Bremskreis I., II. jeweils vorgesehenen Bremsdruckgebereinheiten 1, 1' gewährleistet ist. Sondern die Waagebalkenanordnung 61 dient insbesondere auch dazu, dass die über das Bremspedal 2 eingeleitete Betätigungskraft F von dem Führungselement 60 zu gleichen Kraftanteilen in die jeweiligen Bremsdruckgebereinheiten 1, 1' eingeleitet wird, damit sich in den beiden Bremskreisen I., II. ein identischer Bremsdruck einstellt.

#### Patentansprüche

1. Hydraulische Bremsanlage für Kraftfahrzeuge, mit
  - einer Bremsdruckgebereinheit (1, 1'), die durch Einleitung einer Betätigungskraft (F) über ein Bremspedal (2) betätigbar ist, um einen Bremsdruck (p) für eine Radbremse (3) zu erzeugen, wobei
  - zur Erzeugung eines Bremsdruckes (p) für die Radbremse (3) die Bremsdruckgebereinheit (1, 1') eine Hydraulikkammer (4) aufweist, deren Volumen sich bei Betätigung der Bremsdruckgebereinheit (1, 1') verkleinert,
 dadurch gekennzeichnet, dass
  - zur Bremskraftverstärkung die Bremsdruckgebereinheit (1, 1') eine weitere Hydraulikkammer (6) aufweist, deren Volumen sich bei Betätigung der Bremsdruckgebereinheit (1, 1') verkleinert, und
  - zwischen der weiteren Hydraulikkammer (6) und der Radbremse (3) eine Pumpe (10, 10', 10'') angeordnet ist, die in Richtung von der weiteren Hydraulikkammer (6) zu der Radbremse (3) fördert, so dass
  - sich in der Radbremse (3) ein höherer Bremsdruck (p) als der normalerweise durch Einleitung der Betätigungskraft (F) über das Bremspedal (2) in der Hydraulikkammer (4) erzeugte Bremsdruck (p) einstellt.
2. Hydraulische Bremsanlage nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass
  - bei unbetätigter Bremsdruckgebereinheit (1, 1') die Hydraulikkammer (4) und/oder die weitere Hydraulikkammer (6) mit einem Reservoir (5) für Bremsfluid in Verbindung steht.
3. Hydraulische Bremsanlage nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass
  - bei betätigter Bremsdruckgebereinheit (1, 1') die Hydraulikkammer (4) und die weitere Hydraulikkammer (6) nicht mit dem Reservoir (5) für Bremsfluid in Verbindung steht.
4. Hydraulische Bremsanlage nach Anspruch 2 oder 3, dadurch gekennzeichnet, dass
  - bei unbetätigter Bremsdruckgebereinheit (1, 1') die Hydraulikkammer (4) mit der weiteren Hydraulikkammer (6) in Verbindung steht.
5. Hydraulische Bremsanlage nach wenigstens einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass
  - bei betätigter Bremsdruckgebereinheit (1, 1') die Hydraulikkammer (4) mit der weiteren Hydraulikkammer (6) nicht in Verbindung steht.
6. Hydraulische Bremsanlage nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, dass
  - sich bei Betätigung der Bremsdruckgebereinheit (1, 1') das Volumen der Hydraulikkammer (4)



- in einem prozentual geringeren Masse als das Volumen der weiteren Hydraulikkammer (6) verkleinert.
7. Hydraulische Bremsanlage nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass  
– eine Verbindung von der weiteren Hydraulikkammer (6) zu der Pumpe (10, 10', 10'') ständig besteht.
8. Hydraulische Bremsanlage nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass  
– die Betätigung der Pumpe (10, 10', 10'') nur bei Betätigung des Bremspedals (2) erfolgt.
9. Hydraulische Bremsanlage nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, dass  
– die Förderleistung der Pumpe (10, 10', 10'') in Abhängigkeit einer mit der Betätigung des Bremspedals (2) in Beziehung stehenden Grösse einstellbar ist.
10. Hydraulische Bremsanlage nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, dass  
– die Förderleistung der Pumpe (10, 10', 10'') in Abhängigkeit von der Veränderung des Volumens der weiteren Hydraulikkammer (6) einstellbar ist.
11. Hydraulische Bremsanlage nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass  
– die Pumpe (10, 10', 10'') in Richtung von der Radbremse (3) zu der weiteren Hydraulikkammer (6) nicht durchströmbar ist.
12. Hydraulische Bremsanlage nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, dass  
– eine Ventilanordnung (12) parallel zu der Pumpe (10, 10', 10'') angeordnet ist, wobei in einer ersten Stellung (12.1) der Ventilanordnung (12) eine unmittelbare Verbindung zwischen der weiteren Hydraulikkammer (6) und der Radbremse (3) besteht und in einer zweiten Stellung (12.2) der Ventilanordnung (12) eine Verbindung zwischen der weiteren Hydraulikkammer (6) und der Radbremse (3) nur über die Pumpe (10, 10', 10'') besteht.
13. Hydraulische Bremsanlage nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, dass  
– die Ventilanordnung (12) die erste Stellung (12.1) federbetätigt als Grundstellung einnimmt und die zweite Stellung (12.2) in Abhängigkeit von einem in der weiteren Hydraulikkammer (6) erzeugten Druck als Betätigungsstellung einnimmt.
14. Hydraulische Bremsanlage nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass  
– die Förderrichtung der Pumpe (10') umkehrbar ist, damit die Pumpe (10') auch in Richtung von der Radbremse (3) zu der weiteren Hydraulikkammer (6) fördern kann.
15. Hydraulische Bremsanlage nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 13, dadurch gekennzeichnet, dass  
– eine Antiblockierereinrichtung (20) zwischen der Bremsdruckgebereinheit (1, 1') und der Radbremse (3) angeordnet ist, wobei die Pumpe (10, 10', 10'') Bestandteil der Antiblockierereinrichtung (20) ist.
16. Hydraulische Bremsanlage nach Anspruch 15, dadurch gekennzeichnet, dass  
– zwischen dem Druckspeicher (23) der Antiblockierereinrichtung (20) und der Eingangsseite (10e, 10e'') der Pumpe (10, 10', 10'') ein Rückschlagventil (24) angeordnet ist, wobei das Rückschlagventil (24) eine Strömungsverbindung

- nur in Richtung von dem Druckspeicher (23) zu der Eingangsseite (10e, 10e'') der Pumpe (10, 10', 10'') zulässt.
17. Hydraulische Bremsanlage nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass  
– parallel zu dem Rückschlagventil (24) eine Drossel (25) angeordnet ist.
18. Hydraulische Bremsanlage nach wenigstens einem der Ansprüche 15 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass  
– zwischen der Bremsdruckgebereinheit (1, 1') und der Antiblockierereinrichtung (20) bzw. der Radbremse (3) ein Umschaltventil (30) angeordnet ist, um eine Verbindung zwischen der Bremsdruckgebereinheit (1, 1') und der Antiblockierereinrichtung (20) bzw. der Radbremse (3) herzustellen oder zu trennen.
19. Hydraulische Bremsanlage nach Anspruch 18, dadurch gekennzeichnet, dass  
– parallel zu dem Umschaltventil (30) ein Überdruckventil (31) angeordnet ist.
20. Hydraulische Bremsanlage nach Anspruch 18 oder 19, dadurch gekennzeichnet, dass  
– zwischen dem Reservoir (5) und der weiteren Hydraulikkammer (6) eine Vorladeeinheit (40) angeordnet ist, die mittels eines elektronisch steuerbaren Aktuators (45) betätigbar ist.
21. Hydraulische Bremsanlage nach wenigstens einem der Ansprüche 15 bis 17, dadurch gekennzeichnet, dass  
– zur Betätigung der Bremsdruckgebereinheit (1, 1') anstelle oder zusätzlich zu einer Betätigung über das Bremspedal (2) ein elektronisch steuerbarer Bremskraftverstärker (50) vorgesehen ist.
22. Hydraulische Bremsanlage nach wenigstens einem der Ansprüche 1 bis 21, dadurch gekennzeichnet, dass  
– die hydraulische Bremsanlage einen ersten und einen zweiten Bremskreis (I., II.) aufweist, wobei für den ersten und zweiten Bremskreis (I., II.) jeweils eine Bremsdruckgebereinheit (1, 1') vorgesehen ist.
23. Hydraulische Bremsanlage nach Anspruch 22, dadurch gekennzeichnet, dass  
– die für den ersten und zweiten Bremskreis (I., II.) jeweils vorgesehenen Bremsdruckgebereinheiten (1, 1') parallel zueinander angeordnet und über das Bremspedal (2) synchron betätigbar sind.
24. Hydraulische Bremsanlage nach Anspruch 23, dadurch gekennzeichnet, dass  
– das Bremspedal (2) mit einem Führungselement (60) gekoppelt ist, das parallel zu den für den ersten und zweiten Bremskreis (I., II.) jeweils vorgesehenen Bremsdruckgebereinheiten (1, 1') axial verschiebbar ist.
25. Hydraulische Bremsanlage nach Anspruch 23 oder 24, dadurch gekennzeichnet, dass  
– die über das Bremspedal (2) eingeleitete Betätigungskraft über eine Waagebalkenanordnung (61) in die für den ersten und zweiten Bremskreis (I., II.) jeweils vorgesehenen Bremsdruckgebereinheiten (1, 1') eingeleitet wird.

---

Hierzu 6 Seite(n) Zeichnungen

---

- Leerseite -

***This Page Blank (uspto)***

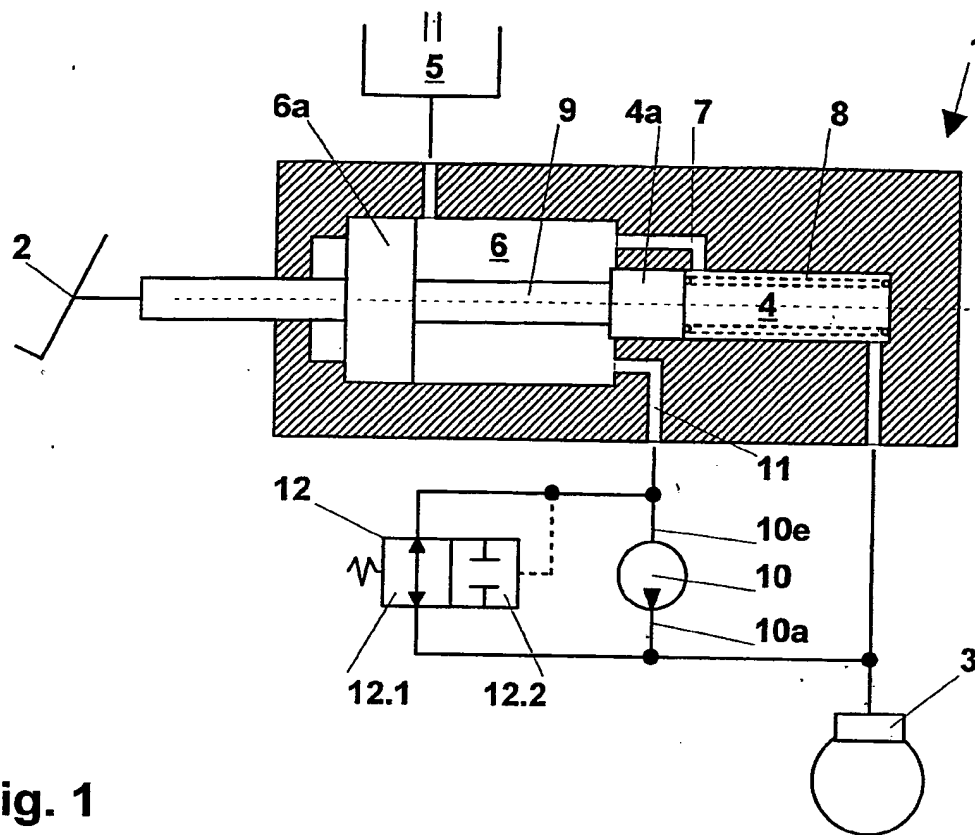


Fig. 1

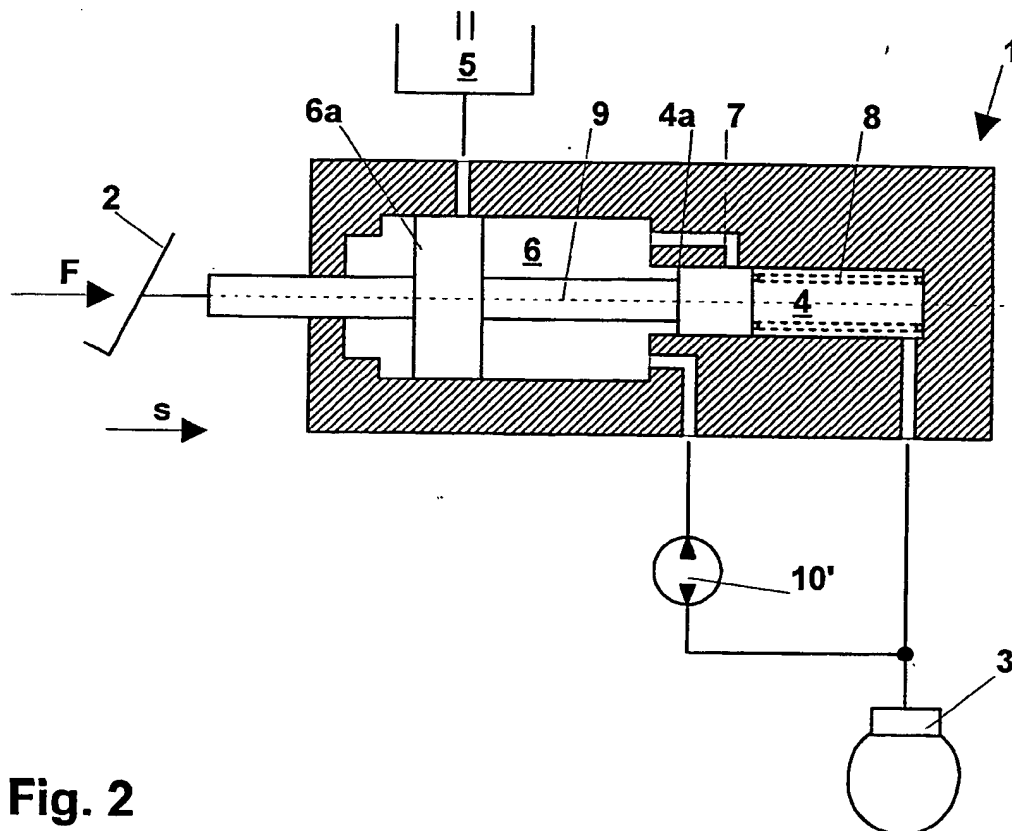


Fig. 2

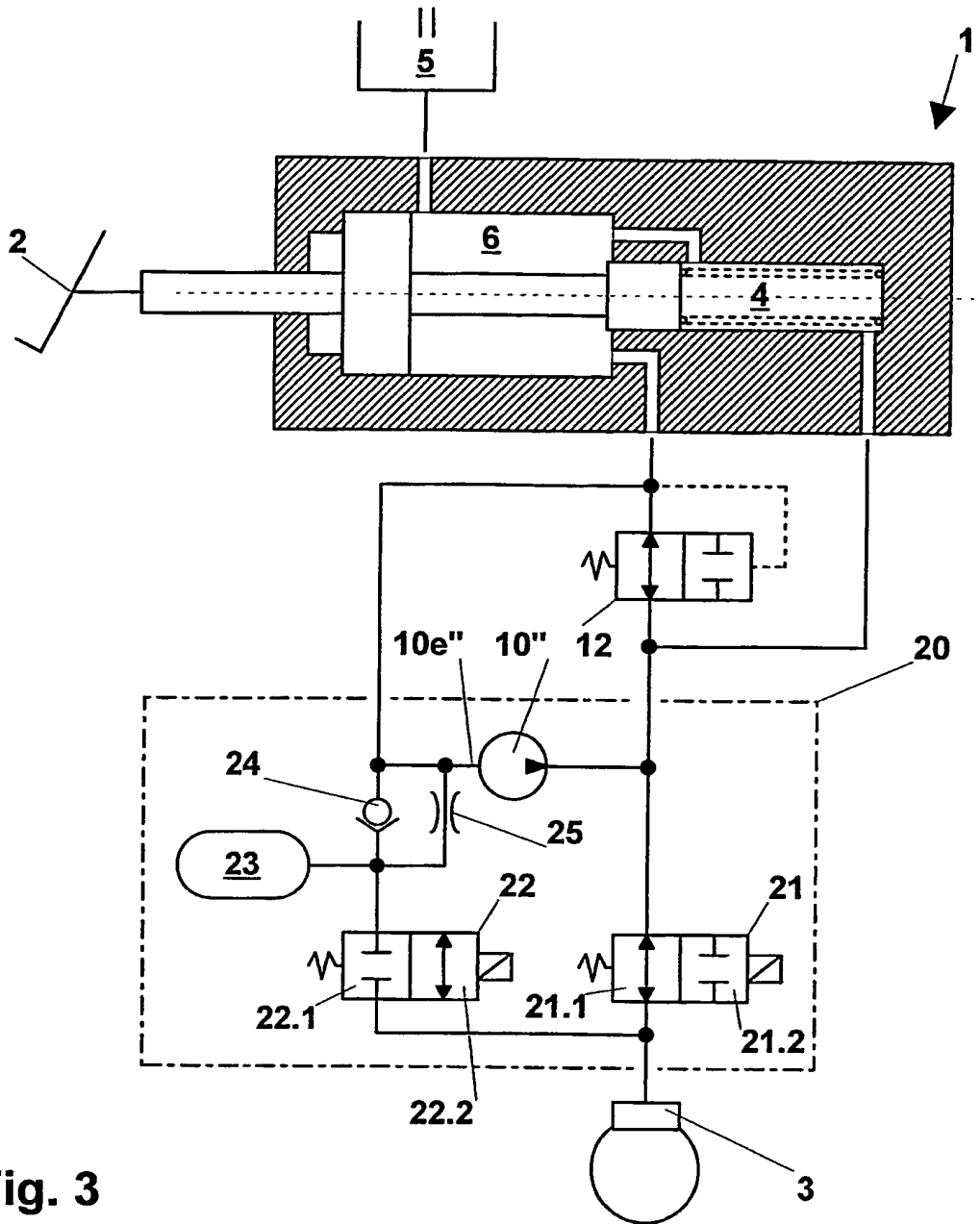


Fig. 3

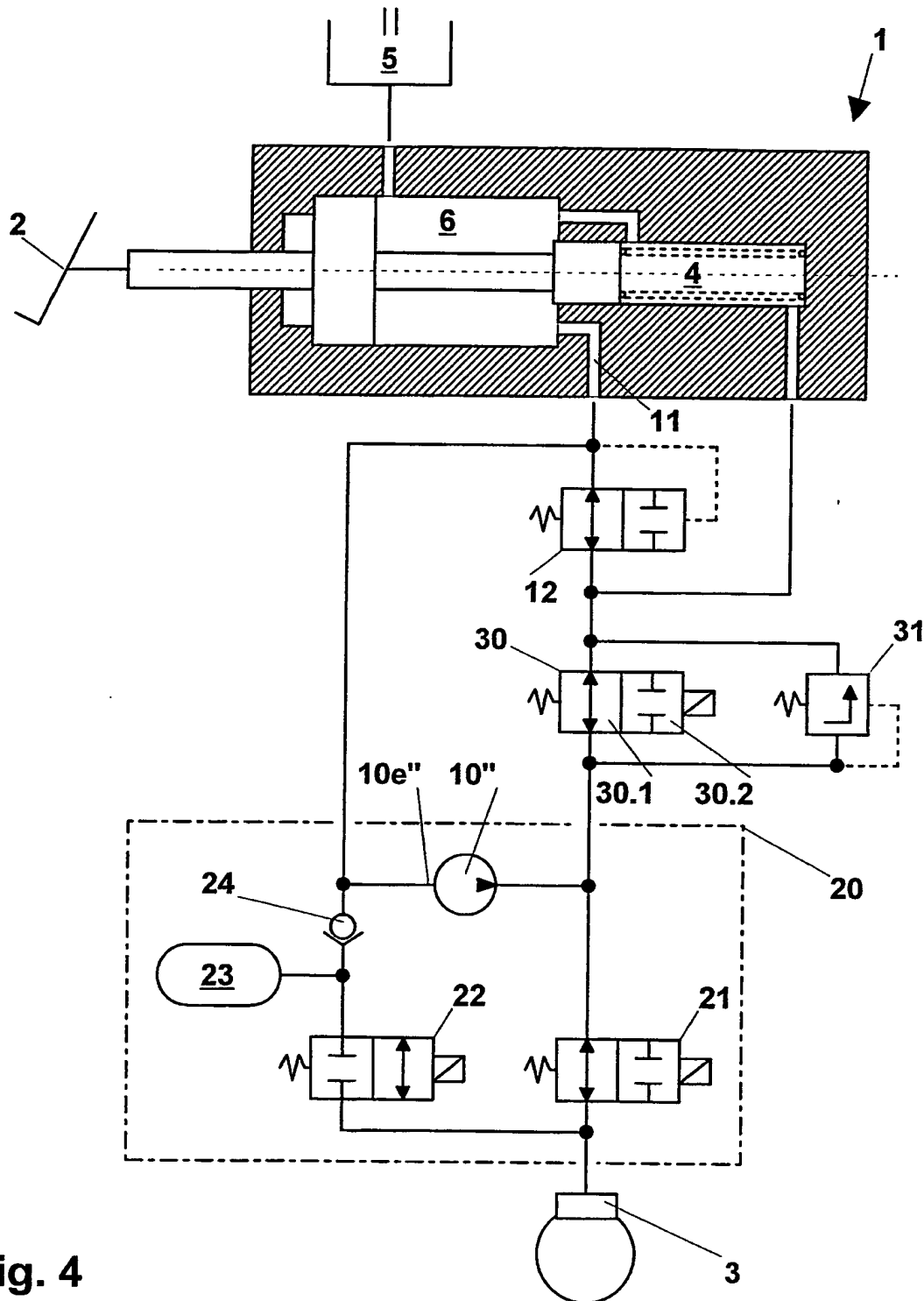


Fig. 4

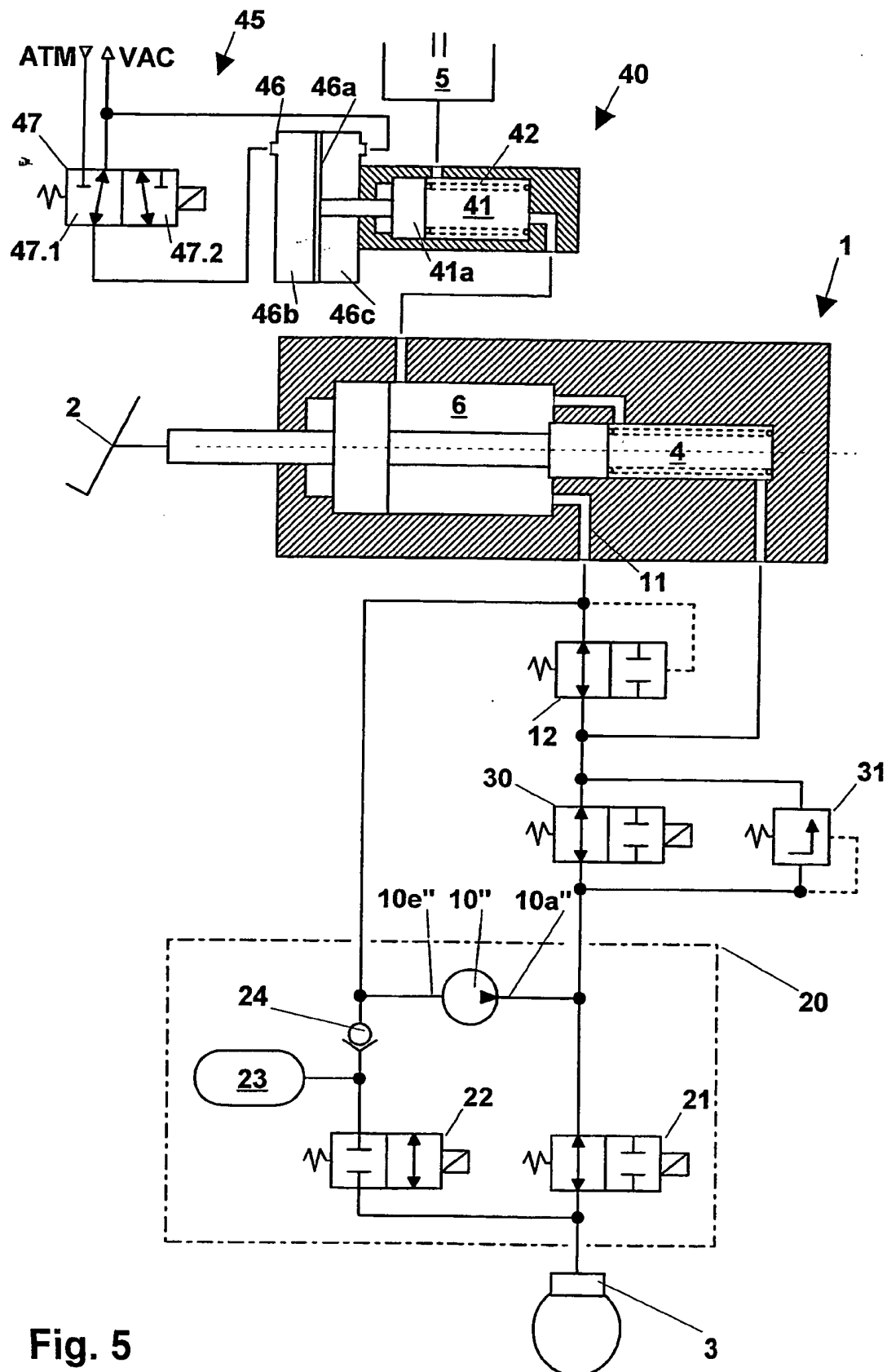


Fig. 5

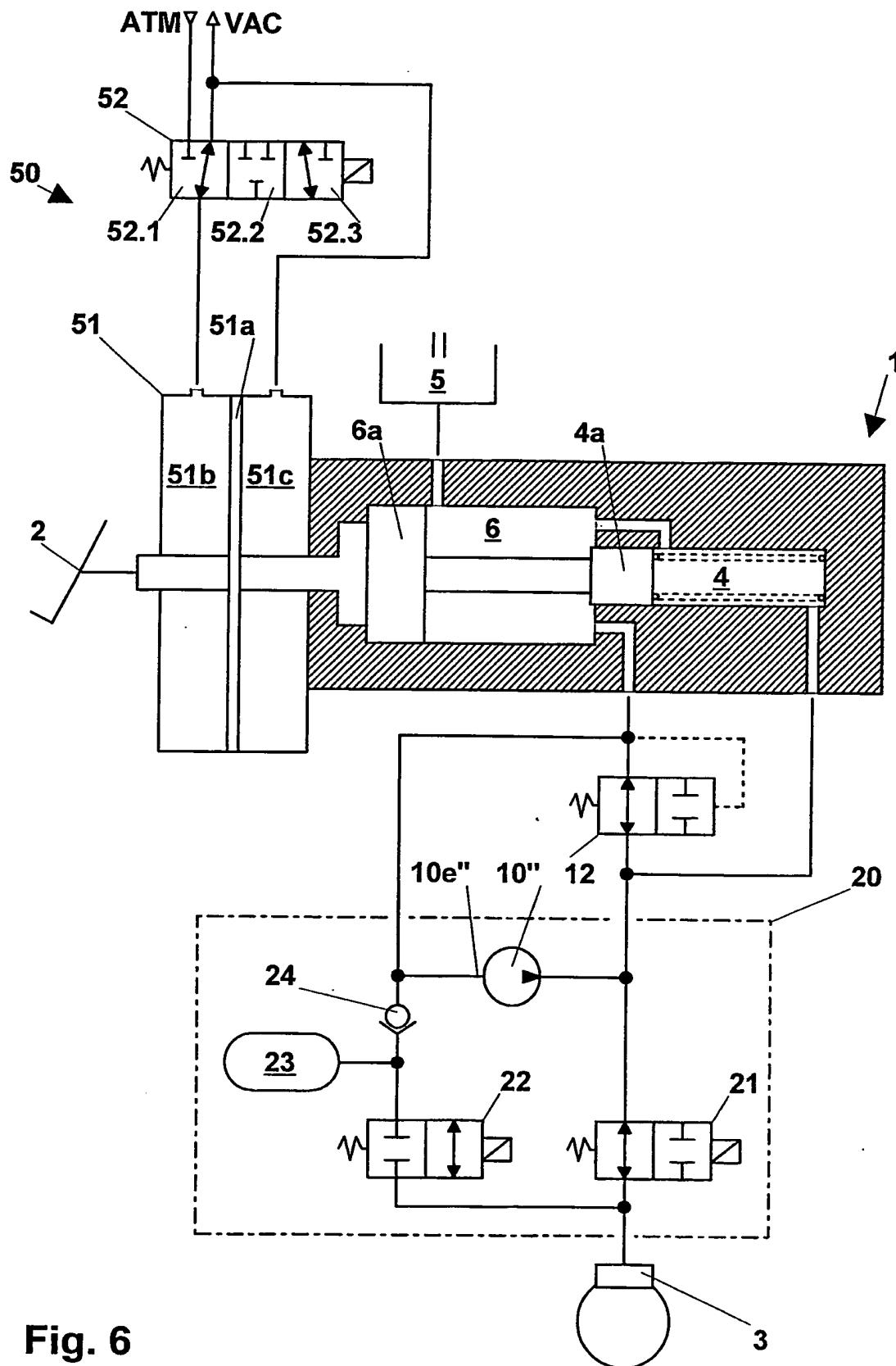


Fig. 6



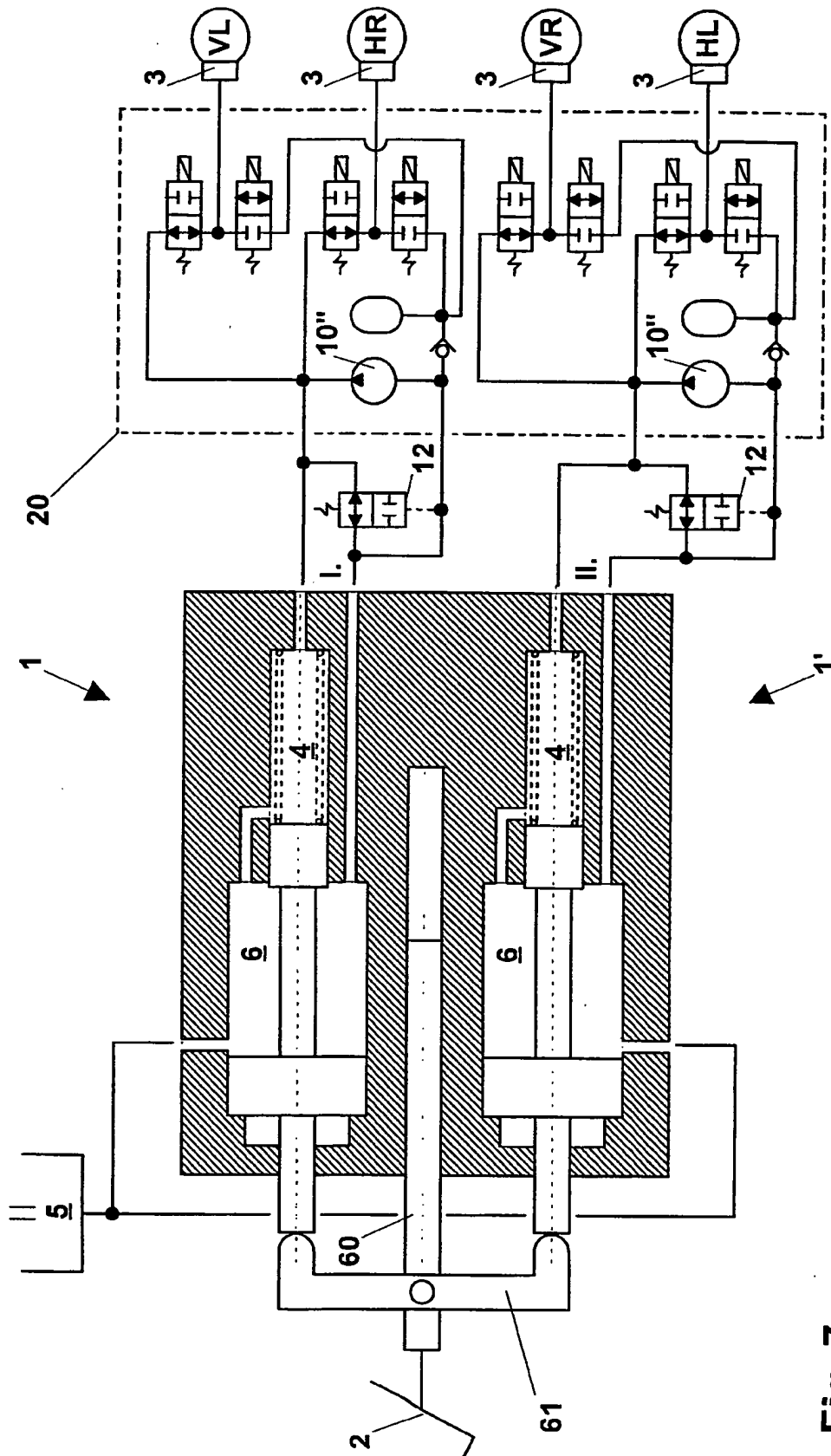


Fig. 7